



TITLE:

# チェーンソー振動の多自由度解析 (I) : 防振構造の比較

AUTHOR(S):

後藤, 純一; 後, 秀樹; 前田, 修一; 瀧本, 義彦

---

CITATION:

後藤, 純一 ...[et al]. チェーンソー振動の多自由度解析 (I) : 防振構造の比較. 京都大学農学部演習林報告 1979, 51: 230-238

ISSUE DATE:

1979-12-20

URL:

<http://hdl.handle.net/2433/191675>

RIGHT:

# チェーンソー振動の多自由度解析 (I)

— 防振構造の比較 —

後藤純一・後 秀樹・前田修一・瀧本義彦

Analysis of vibration in power saws by multi-degree-of-freedom system (I)

—Comparison between several anti-vibration systems—

Junichi GOTOU, Hideki USHIRO, Shūichi MAEDA  
and Yoshihiko TAKIMOTO

## 要 旨

チェーンソーの防振構造を解析し、より防振効果の優れたものを模索した。現在、我国で使用されている機種の中より防振構造の異なる機種を選び振動加速度、起振力、防振構造の諸量を測定した。防振構造の特徴、防振効果等を測定より得た前後ハンドル比、コンプライアンス、周波数分析、さらに理論演算によるハンドルに伝達される力の推定値で考察した。

1. ハンドル把持部での振動加速度値は防振構造内の共振に影響され、前後ハンドルで異った傾向を示すが、その間には一定の規則性が見られた。

2. 防振構造の特性を示すコンプライアンスより、6自由度系の剛体モデルはある程度の意義が確認された。しかし、実際のコンプライアンスは防振構造が弾性体として種々の固有振動数をもってふるまうため、剛体として取り扱えない面が存在していた。

3. 防振ハンドル各部の固有振動数が常用回転数域にあると、その周波数を機関回転数とする際に振動加速度値は共振によって増大する。

4. 防振ハンドルの重量がより大きいタイプの防振構造は振動加速度値がより小さいという傾向を示すが、ハンドルに伝達される力はハンドルと機関本体との質量比が不釣合なため大きくなると考えられる。

## I は じ め に

チェーンソーは、林業への導入以来、軽量化と高出力化がなされ、作業安全上の改良も加えられ、伐木造材作業等における主力機械として広く使用されている。一方、伐木造材作業者に生じる白ろう病発生を契機として、我国において、特に国有林関係を中心に自動玉切装置、リモートコントロール式チェーンソー等の開発がなされ、チェーンソー作業は振動工具を直接保持しない作業に転換されようとしている。しかしながら、現実には民有林に見られる様に、これらの転換は容易でなく、その伐木造材作業は旧態依然としたものである。したがって、これらのチェーンソー作業者はチェーンソー自体の振動低減の努力に頼らざるを得ない。

このような状況にあるにもかかわらず、振動の低減を目的としたチェーンソーの振動解析が不

十分なため、防振設計に明確な指針が示されていない。そこで、我々は「チェーンソーの評価法<sup>1)2)3)</sup>」の中で振動モデルを用いて理論展開してきたが、ここで改めて「チェーンソー振動の多自由度解析」として、この問題をより明確にしていく事にした。

我々はチェーンソーの防振構造に着目しその振動系にまず2自由度系の振動モデルを適用し、質量-粘弾性抵抗系で解析した。その結果、ハンドル質量を大にし、より小さな粘弾性抵抗の材質を持つ防振材を用いる事でハンドルの変位振幅を小さくできると論じた<sup>4)</sup>。さらに、チェーンソーの防振構造の防振材物性を周波数に対応して変化する複素弾性係数で表現し、振動系も6自由度の振動モデルに拡張し解析した<sup>1)3)</sup>。平行して、チェーンソーのエンジンによる起振力  $P_0$  とチェーンソーハンドル部の変位振幅  $A_0$  を実測し<sup>5)</sup>  $A_0/P_0$  なるコンプライアンスを求め、西ドイツ製 S 社、日本製 Y 社の防振構造の比較を試みた<sup>2)</sup>。本報告では、その後さらにもう一機種を加え、理論と実測より防振構造を総合的に吟味し、各々の特性を比較検討し、以下の結果を得た。

## II 実験方法

チェーンソーの防振構造には種々あるが、今回は、M 社 CP 55 型 (排気量 55 cc)、Y 社 RH 57 型 (ロータリーエンジンで 57 cc)、S 社 041 AVE 型 (61 cc) の3種のものについて、振動加速度測定を行い、防振構造の評価を試みた。また、この測定は同機種について各2台について行い、両者に共通する傾向より信頼性の高い評価を行った。振動加速度測定については、本報 50 号<sup>1)</sup>で述べてあるのとはほぼ同様であるが、前後ハンドル把持部での変位波形の位相のずれを求める上で、ひずみ型の加速度変換器は不適であるので、B & K 社のピエゾ型の加速度変換器、同社のチャージアンプを用いて測定した。また、測定時取り付け金具・変換器等のチェーンソーハンドルへの付加質量は 240 g であった。

次に起振力測定は、防振ゴムに替え、鉄片を挿入し、防振ゴムの弾性を失わせ、チェーンソー全体を剛体化し、各方向毎、懸架方法を変え、重心を通る各軸上の点付近で振動加速度値を測定し、これにチェーンソー全質量を乗じて求めた。なお、起振力測定は、各機種1台についてである。

さらに、振動モデルを導入するため、各機種について、その諸量を求め、その概略を図-1に、その諸量を表-1に示した。なお、各々の複素弾性係数は、第90回日林大会で報告している<sup>3)</sup>のと同じである。

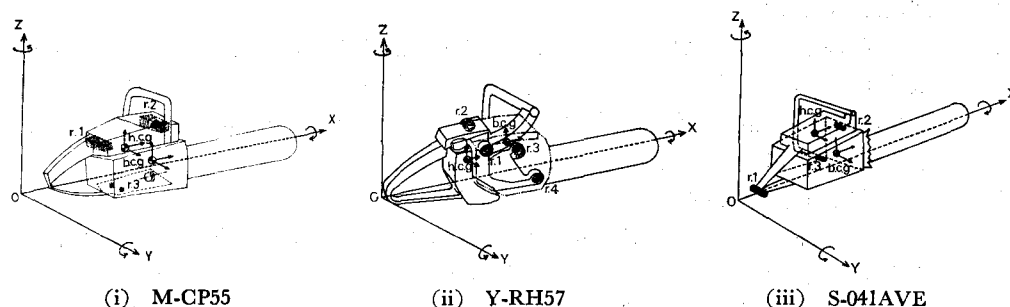


図-1 各防振構造の模式図

Fig. 1 The outline of each A.V system

表-1 各防振構造の諸量

Table 1 Specification of each AV-chainsaw

element		M-CP55		Y-RH57		S-041AVE	
mass (kg.s <sup>2</sup> /cm)		handle	body	handle	body	handle	body
		0.002446	0.007042	0.002296	0.008082	0.0005387	0.008185
polar moment of inertia around center of gravity (kg.cm.s <sup>2</sup> )	X	0.1689	0.2859	0.1894	0.4552	0.05394	0.4481
	Y	0.3583	2.150	0.2048	2.030	0.1271	3.009
	Z	0.2548	2.259	0.2293	2.246	0.1365	3.209
(X, Y, Z)							
vector of rubber from each center of gravity	r.1-h	(-10.1, 1.38, 0.57)	(0.46, 7.10, 8.20)	(-20.0, 1.31, -8.27)			
	r.1-b	(-16.0, 4.73, 13.9)	(-7.54, 4.79, 4.05)	(-31.9, 4.37, -0.57)			
	r.2-h	(9.63, -0.02, 0.57)	(0.46, -2.95, 8.20)	(9.28, 4.13, 0.83)			
	r.2-b	(3.77, 3.33, 13.9)	(-7.54, -5.26, 4.05)	(0.85, 7.19, 8.53)			
	r.3-h	(7.84, 0.01, -11.8)	(12.8, -2.95, -5.73)	(13.1, -6.75, -13.8)			
	r.3-b	(1.78, 3.36, -5.26)	(4.77, -5.26, -9.88)	(4.69, -3.69, -6.06)			
	r.4-h		(12.8, 7.10, -5.73)				
	r.4-b		(4.77, 4.79, -9.88)				
(cm)							
vector of accelero- meter from h.c.g.	vertical (X, Y)	t(4.78, 4.26), b(-21.7, 1.37)	t(9.32, 0.07), b(-19.7, 0.44)	t(13.1, -1.05), b(-11.8, 1.31)			
	horizontal (Y, Z)	t(4.26, 12.7), b(1.37, 2.52)	t(0.07, 16.3), b(0.44, 6.88)	t(-15.8, 4.26), b(1.31, 5.71)			
	axial (Z, X) (cm)	t(-6.80, 8.66), b(-3.48, -21.7)	t(4.81, 11.8), b(6.22, -20.2)	t(4.26, 13.1), b(-0.29, -11.8)			
vector of h.c.g. from center of total gravity	c.g. (X,Y,Z) (cm)	(9.63, -0.02, -4.83)	(12.8, 1.80, 3.23)	(13.1, 0.31, -7.22)			

h.c.g.; center of handle-gravity

b.c.g.; center of body-gravity

r.-h; vector of rubber from h.c.g.

r.-b; vector of rubber from b.c.g.

t( , ); vector of accelerometer at top handle

b( , ); vector of accelerometer at back handle

### Ⅲ 結果と考察

#### 1. 各防振構造の特徴

まず、各方向毎に同時測定された前後ハンドルの振動加速度値より、各防振構造を考察する。得られた振動波形より、回転周波数成分の前後加速度値の比を求め、各防振ハンドルの特徴を解析し、また前後波形の位相差と比との関係についてもふれた。防振ハンドルの前後比は、3機種毎に各2台、前後方向について、図-2に示した通りである。

##### (1) M社の防振構造について

上下方向で後ハンドル値が前ハンドル値よりも全体的に大きく、130~145 Hzで前ハンドル値の増大がみられた。前後方向では65~70 Hzで後ハンドル値の増大、125~135 Hzで前ハンドル値の増大がみられ、その間、次第に前ハンドル値が後ハンドル値よりも大きくなる傾向にある。また左右方向では全体的に後ハンドル値が前ハンドル値よりも大きい、50~60 Hz、90~110

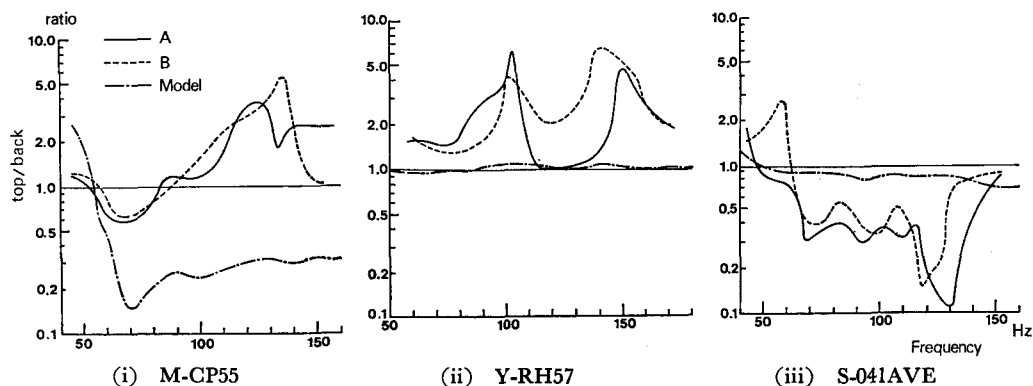


図-2 各機種の前・後ハンドル振動振幅比  
(前後方向について)

Fig. 2 The ratio of amplitudes of displacement at top to back handle about each type.  
(horizontal direction)

Hz, 140~150 Hz で前ハンドル値に増大がみられた。これらの傾向は同一機種 2 台に共通したもので、M 社の防振構造の特徴を示したものと言えよう。また、この M 社 CP55 の操作実感は、低回転数域で後ハンドルの振動が強く感じられ、回転があがるにつれ、後ハンドルより前ハンドルに強く振動を感じるというものであり、上記の傾向と一致している。

## (2) Y 社の防振構造について

全般的に前ハンドル値が後ハンドル値よりも大きく、特に上下、前後方向で 80~100 Hz, 130~150 Hz に前ハンドル値の増大がみられた。一方左右方向では 70 Hz 以下, 120~140 Hz に後ハンドル値の増大がみられた。また、空ぶかし時の Y 社 RH57 の操作実感からもこの傾向はある程度理解できよう。

## (3) S 社の防振構造について

上下、前後方向ともに、前ハンドル値より後ハンドル値が大きくなっている。特に、上下方向では、90~100 Hz, 120~130 Hz に、前後方向では 70 Hz, 90~100 Hz, 115~130 Hz に後ハンドル値の増大がみられた。一方、左右方向では、70~75 Hz 以下, 130 Hz 以上で前ハンドル値よりも後ハンドル値が大きくなっているが、その間の帯域では、その傾向が逆転している。特に 50~70 Hz, 135~140 Hz で後ハンドル値に、75~90 Hz, 120~130 Hz で前ハンドル値に増大が見られた。

以上 3 機種の防振構造を総括すると、Y 社は全体的に前ハンドル値が大きく、40~160 Hz の周波数帯域中、低・高域で前ハンドル値の増大がある。M・S 社は後ハンドル値が大きく、S 社は前後方向の低域、左右方向の中域に前ハンドル値の増大がみられ、M 社は上下方向の高域、前後方向の中・高域に前ハンドル値の増大があるが、この機種は全般的に低域での後ハンドル値の増大が特徴的であった。一方、6 自由度の振動モデルより計算した前後ハンドル値の理論比はこれらの傾向をある程度示しているが、十分なものではなかった。

次に、これらの前後ハンドルでの比をその位相差と周波数分析結果より、S 社 B のチェーンソーで考察する。前ハンドル波形と後ハンドル波形との位相差は図-3 の通りである。位相差が 0° から 90° へ進む 60 Hz あたりに前ハンドルの共振がみられ、逆に -90° へ進む時つまり前ハンドル波形が後ハンドル波形より 90° 位相が遅れていく 130 Hz あたりに、後ハンドルの共振がみられた。また、周波数分析結果 (図-4) では、50 Hz, 75 Hz, 130 Hz で前後ハンドル共に共

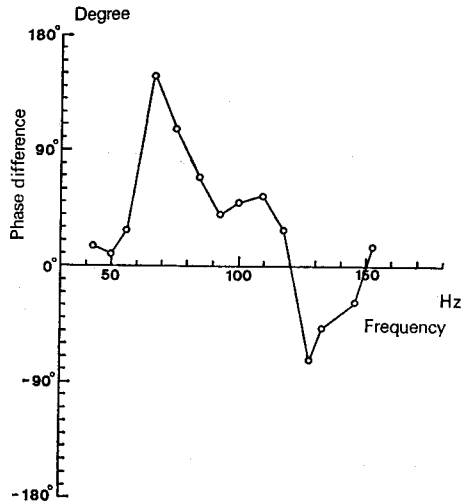


図-3 S-041AVE 前後ハンドル振動波形の位相差  
(前後方向について)

Fig. 3 The phase difference of the displacement  
between top and back handle about S-  
041AVE (B)  
(horizontal direction)

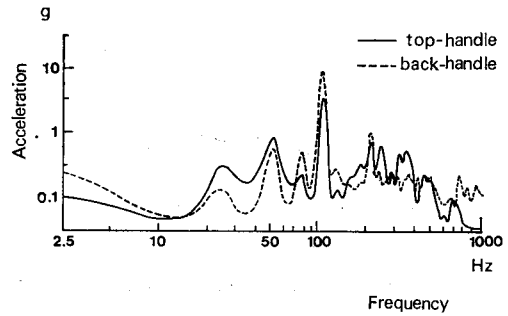
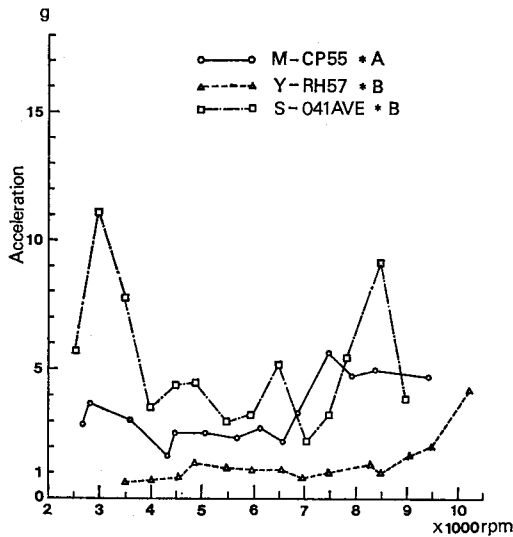
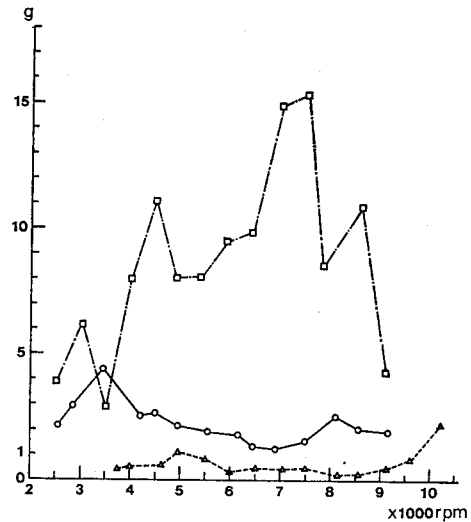


図-4 S-041AVE ハンドル加速度周波数分析  
(前後方向について) エンジン回転数 6000 rpm

Fig. 4 The spectrum of acceleration at handle  
in S-041AVE  
(horizontal) engine revolution 6000 rpm



(i) 前ハンドル  
(i) top handle



(ii) 後ハンドル  
(ii) back handle

図-5 振動加速度 (前後方向)

Fig. 5 The amplitudes of acceleration (horizontal)

振がみられるが、その共振部位が前後いずれかに接近しているためか、70 Hz 以下では前ハンドル値がレベル大、70~150 Hz では後ハンドル値がレベル大となっている。以上のように、前後ハンドルでの比は防振構造の各固有振動数に大きく影響されていると言えよう。

ここで、さらにチェーンソー使用状況に照らして、前後比がどうあるべきかを考えてみる。鋸断時の主要回転数域 6,000~9,000 rpm (100~150 Hz) では、作業者は後ハンドルを握りスロッ

トルをコントロールしている。また、チェーンソー作業中の歩行時には出来るだけエンジンは切られるべきだが、アイドリング時 2,500~3,000 rpm (およそ 42~50 Hz) で作業者は前ハンドルを握りチェーンソーを運搬している。したがって、これらの状況にあたる各回転数域で各ハンドルに振動の増大があってはならない。一方、鋸断時の前後ハンドル加速度値の比はハンドルの握り方、木材切削等によって空転時の比とは微妙に異った値になると予想される。しかし、防振ハンドルの固有周波数に大きな変動はないと思われるので空転時の比より、各防振構造の傾向を使用状況に照らして検討する。Y・M社はチェーンソー使用状況を満足するものであった、がS社は3方向とも全て、高回転数域で後ハンドル値に増大が見られ、前後比の改良が必要と思われた。

## 2. コンプライアンスによる防振構造の評価

第90回日林大会で一部を報告<sup>2)3)</sup>したが、その際に問題点として示した起振力の測定方法を変えて測定しコンプライアンス値を求めたのでこれをもとに考察を加える。各チェーンソーの振動加速度と起振力の測定結果は図-5, 6に示した通りである。起振力は回転周波数成分の値で求

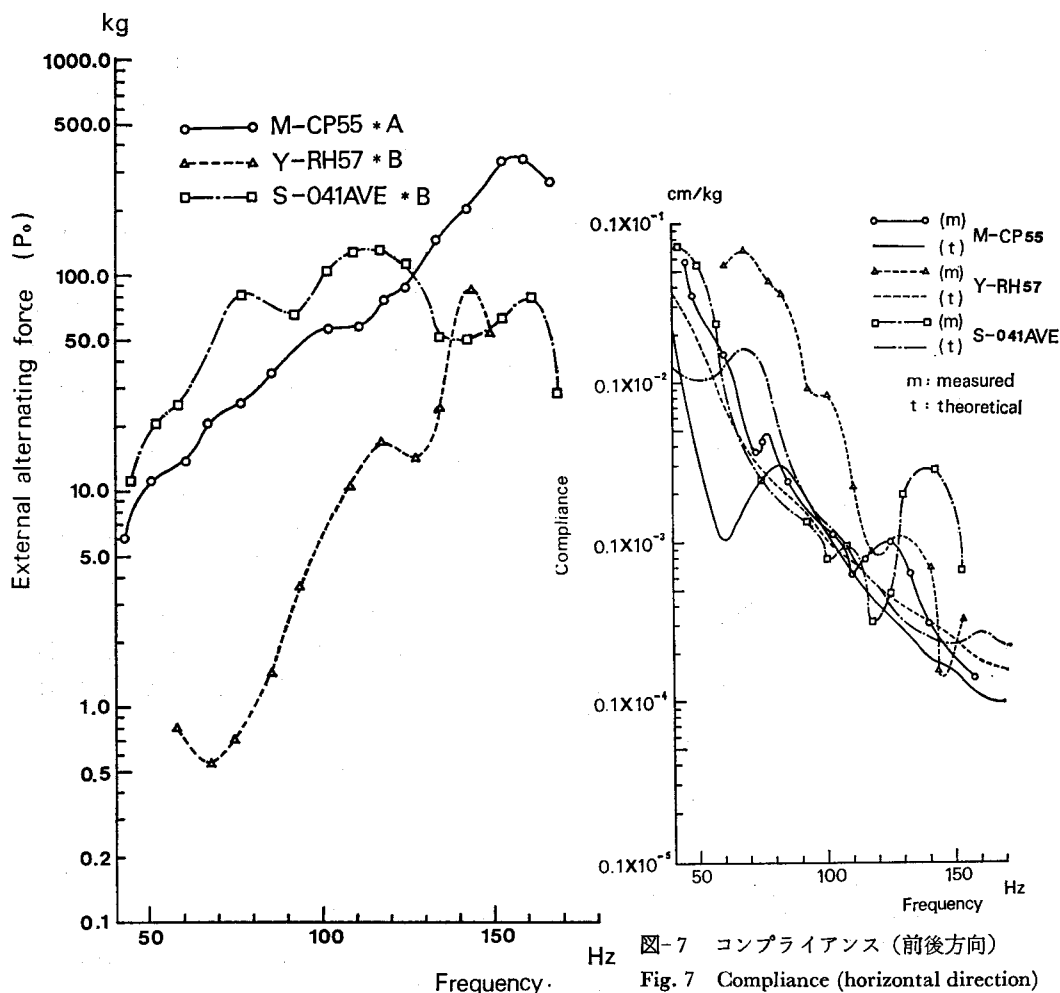


図-6 エンジンによる起振力 (前後方向)

Fig.6 The inertia force by engine ( $P_0$ ) (horizontal direction)

めたが、高回転数になるにつれ増大する傾向を示している。また Y 社のロータリーチェーンソーは起振力、加速度値ともにレシプロチェーンソーに比べて小さくなっていた。一般的に起振力は各機種とも、前後・上下・左右方向の順に小さくなる傾向を示した。

図-7 に各機種のコンプライアンス値を実測値と振動モデルよりの理論値で示した。前回の測定方法で起振力が脚立に逃げていた点が解消されたため、コンプライアンス値はより小さくなり、理論値と対応している。まず、各方向成分について見ると、各機種とも前後・上下・左右の順にコンプライアンス値が大きくなっており、振動力の大小関係を打ち消し、その結果各方向の振動加速度値の差は少なくなっている。次に各機種間についてみると、S 社は実測値で 130 Hz 以上の防振性能が悪く、またアイドリング時の 2,500~3,000 rpm も悪い。M 社は 7,500 rpm (125 Hz) に前ハンドル固有の共振があるためか、コンプライアンス値の減衰傾向が鈍っている。この点は Y 社の 8,000 rpm あたりにも見られる。また、Y 社は低周波域でのコンプライアンス値の悪い点が目立ち、各方向共に同様の傾向であり、理論値よりも大きくなっていた。しかし、Y 社の高周波域での減衰は M 社同様 S 社に比べ良好であった。この点は理論値からも推測された。

ここで、コンプライアンス値の結果をまとめると、M・Y 社のように防振ハンドルが重いタイプは S 社のような軽いタイプに比べ、高周波数域で防振性能が優れていた。また、ハンドル部位の固有振動数が常用回転数域にあると、振動加速度値に共振が見られ、防振効果を低下させることがわかった。以上の様に、防振構造の多自由度モデルによって、防振性能全体の傾向は把握できた。しかし、これらの固有振動数は防振ハンドル設計上の重要な留意点である事を忘れてはならない。

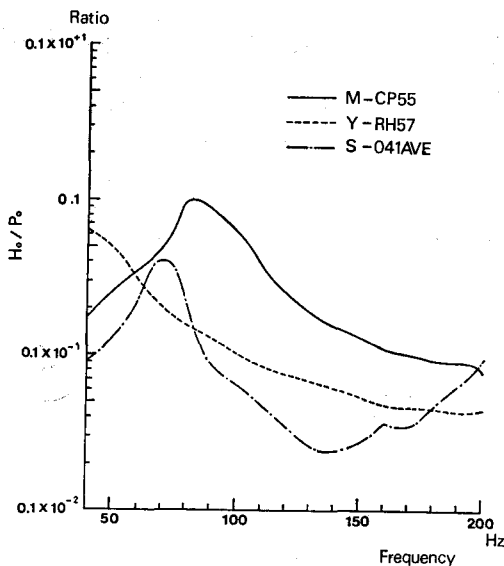


図-8 ハンドルに伝達される力と起振力との理論比  
 $H_0$ : ハンドルに伝達される力  
 (前後方向)

Fig. 8 The theoretical ratio of the transmitted force to handle to the external alternating force.  
 $H_0$ : the transmitted force to handle  
 (horizontal direction)

### 3. 防振ハンドルに伝達される力の理論値

防振ハンドルに伝達される力は、手一腕系を解析に加味すると若干異ってくるが、本測定方法での懸架媒介物であるスプリングに加わる値を代表させると以下の通りである。各方向共に  $m\ddot{X} + H_0(\dot{X}, X) = 0$  ( $X$  はハンドル変位) の式を満たしており、 $H_0(\dot{X}, X)$  なる力がハンドルに加わり、 $\ddot{X}$  なる加速度成分をもたらししている。つまり、 $H_0(\dot{X}, X)$  は  $-m\ddot{X}$  に等しく、理論によるハンドル重心加速度  $\ddot{X}$  にハンドルの質量を乗じたものによってハンドルに伝達される力 ( $H_0$ ) は得られる。そこで、理論式より、起振力 ( $P_0$ ) との比 ( $H_0/P_0$ ) を求め、図-8 に示した。これによると、各方向共に M 社・Y 社・S 社の順にその比は小さくなっている。S 社の防振構造は、防振ハンドルが軽量であるわりにコンプライアンス値が小さく良好なため、力の比が小さくなっている。他方 Y 社・M 社の防振ハンドルは燃料タンクがハンドルと一体となって S 社より重くなっている効果がコンプライアンス



値に十分効いていないためか、力の比は大きくなっている。

この推測は、手一腕系の詳細な解明を待たねばならないが、一応の目安にはなると筆者は考えている。また、人体への振動負担として単に振動変位のみを取り扱うか、振動加速度とチェーンソーハンドル質量とを加味した伝達力をも考慮に入れるかは、生理的評価の確立の上で議論されるべきであろう。しかしながら、より優れた防振構造をもったチェーンソーを考案していく上での理論的解析としては、これらの表現を付随して記していくことは重要な事であろう。

#### IV ま と め

本研究を通して、チェーンソーの防振構造を次の様に把握できた。

1. 防振構造は基本的には、防振ハンドル、防振材よりなる剛体系で説明される。
2. しかし、各部の振動については、防振構造を弾性体として考えないと理解できない点があり、それは主に防振構造各部の共振現象に見られる。
3. 防振ハンドルの重量が大きいタイプの防振構造は振動加速度減衰に効果があるが、ハンドルに伝わる力を考慮に入れると最適なものとは言えない。

最後に、本研究に際しチェーンソーを長期に渡り御貸しいただいた、静岡大学農学部岩川 治教授、高知大学農学部山本 誠教授、京都大学芦生演習林林長川那辺三郎教授、ならびに測定場所を提供していただいた、京都大学上賀茂試験地、本部試験地の諸氏に感謝の意を表します。

#### 引 用 文 献

- 1) 後藤純一・後 秀樹・瀧本義彦：*Chainsaw* の評価法（Ⅰ）—防振性能について（1）— 京大演報，50，（1978）
- 2) 後 秀樹・前田修一・坂本文洋・後藤純一・瀧本義彦：*Chainsaw* の評価法（Ⅱ）—振動について—，第90回日林講，（1979）
- 3) 後藤純一・後 秀樹・前田修一・坂本文洋・瀧本義彦：*Chainsaw* の評価法（Ⅲ）—防振性能について（2）—，第90回日林講，（1979）
- 4) 後藤純一・瀧本義彦：*Chainsaw* の防振性能の評価法その2，第89回日林講，（1978）
- 5) 前田修一：ロータリーチェーンソーとレスプロチェーンソーの比較，京大農卒業論文，（1979）

#### Résumé

In Japan, several steps have been taken to prevent the operator of chainsaw from 'white finger' induced by its vibration. Firstly, the limit of operating time of chainsaw has been set as two hours in a day. Secondly, the national parties have developed several equipments of chainsaw in order that man may operate chainsaw without holding it, for example, remote-controlled chainsaw. But, almost operators are yet driving AV-chainsaws as before. So they are exposed by excessive noise and vibration of chainsaw even now.

Judging from these states, we must reduce vibration of chainsaw by improving on AV-chainsaw. Several types of AV-chainsaw are used in Japan. Then, to investigate each performance of chainsaw to isolate vibration, we measured the vibration at top and back handle, and the inertia force by engine about several chainsaws (Fig. 5, 6). On the other hand, we treated chainsaw as a rigid body system with the six degrees of freedom and analyzed its vibration.

From them, we calculated the ratio of amplitudes of displacement at top to back handle (Fig. 2) and the ratio of amplitude of displacement at handle to the inertia force by engine (Fig. 7), so called as compliance, and compared these ratios from the measurements with the ones from the model, and gave thought to the theoretical ratio of the transmitted force to handle and the external alternating force (Fig. 8).

By this study, we reached the following conclusions. The method of this model nearly indicates the isolating performance of vibration about each AV-chainsaw. Therefore, we shall investigate AV-chainsaw in this model and decide both the division of mass and the location of isolators from vibration. But there are a few points of resonance in the AV-chainsaw within 40–150 Hz. So the amplitudes of acceleration at handle are amplified by these resonances when the revolutions of shaft per second are in accord with them. We cannot grasp this tendency in this model. This tendency may originate in the elastical feature of AV-chainsaw. Then we shall inquire further into the problem by the method of elastical model.

(AV-chainsaw; anti-vibration chainsaw)